



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

② Aktenzeichen: 198 30 575.3
② Anmeldetag: 8. 7. 1998
③ Offenlegungstag: 13. 1. 2000

DE 19830575 A1

71 Anmelder:
Nonox B.V., Hoensbroek, NL

74 Vertreter:
Barske, H., Dipl.-Phys.Dr.rer.nat., Pat.-Anw., 81245 München

⑦ Erfinder:
Uitenbroek, Paul, 52134 Herzogenrath, DE

⑧ Entgegenhaltungen:
DE 36 30 233 C2
DE 32 46 855 A1
DE 88 05 211 U1

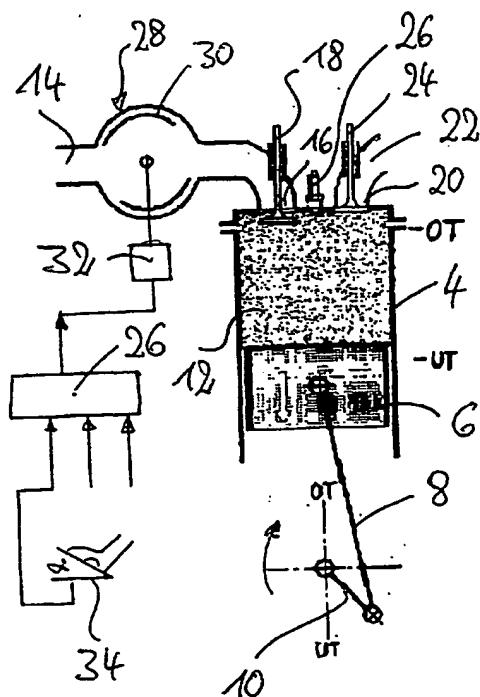
WALZER, Peter: Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung beim Ottomotor, In: MTZ 47, 1986, 1, S. 15-20:

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Ladungssteuervorrichtung für eine sowie Verfahren zum Steuern des Betriebs einer Hubkolbenbrennkraftmaschine

57) Eine Ladungssteuervorrichtung für eine Hubkolbenbrennkraftmaschine, insbesondere einen Gasmotor, welche Brennkraftmaschine wenigstens einen Zylinder (4) enthält, in dem ein mit einer Kurbelwelle (10) verbundener Kolben (6) arbeitet, welcher Zylinder wenigstens eine Einlaßöffnung (16) aufweist, in der ein entsprechend der Drehung der Kurbelwelle öffnendes und schließendes Einlaßventil (18) arbeitet, das den Zylinder zeitweilig mit einem in der Einlaßöffnung endenden Ansaugkanal (14) verbindet, und wenigstens eine Auslaßöffnung (20) aufweist, in der ein entsprechend der Drehung der Kurbelwelle öffnendes und schließendes Auslaßventil (24) arbeitet, das den Zylinder zeitweilig mit einem von der Auslaßöffnung ausgehenden Auslaßkanal (22) verbindet, ist dadurch gekennzeichnet, daß in dem Einlaßkanal (14) ein von einem Elektromotor (28; 90) betätigtes Drehschieberventil (28, 60, 62) angeordnet ist und ein Steuergerät (26) vorgesehen ist, das den Elektromotor in Abhängigkeit wenigstens von einem Leistungsanforderungsglied (34) derart ansteuert, daß der Schließzeitpunkt des Drehschieberventils bei abnehmender Leistungsanforderung zunehmend vor dem Schließzeitpunkt des Einlaßventils liegt.



Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Ladungssteuervorrichtung für eine Hubkolbenbrennkraftmaschine, insbesondere einen Gasmotor, gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Die Erfindung betrifft weiter ein Verfahren zum Steuern des Betriebs einer Hubkolbenbrennkraftmaschine, insbesondere eines Gasmotors gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 5.

Einer der Gründe dafür, daß Hubkolbenbrennkraftmaschinen, insbesondere mit einer Drosselklappe gesteuerte, nach dem Viertaktverfahren arbeitende Hubkolbenbrennkraftmaschinen mit abnehmender Last einen zunehmend höheren spezifischen Verbrauch, d. h. Verbrauch je abgegebener Nutzeinheit haben, liegt in den Drosselverlusten. Strömungsabwärts der Drosselklappe bildet sich in dem Volumen des Saugrohrs zwischen der Drosselklappe und dem Einlaßventil bei zunehmend geschlossener Drosselklappe ein zunehmender Unterdruck, der sich während der Zeitdauer, während der das Einlaßventil geschlossen ist, abbaut. Die in dem mit Unterdruck beaufschlagten Volumen gespeicherte Energie geht somit für die Nutzenergie verloren. Der während der Abwärtsbewegung des Kolbens beim Ansaughub erzeugte Unterdruck verursacht eine verlustbehaftete Ladungswechsel schleife im p-V-Diagramm.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Ladungssteuervorrichtung für eine Hubkolbenbrennkraftmaschine, insbesondere einen Gasmotor, zu schaffen, mit welcher ein besonders sparsamer Betrieb der Hubkolbenbrennkraftmaschine möglich ist. Der Erfindung liegt weiter die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zum Steuern des Betriebs einer Hubkolbenbrennkraftmaschine, insbesondere eines Gasmotors, anzugeben, mit welchem ein besonders sparsamer und umweltfreundlicher Betrieb der Hubkolbenbrennkraftmaschine möglich ist.

Der die Vorrichtung betreffende Teil der Erfindungsaufgabe wird mit den Merkmalen des Hauptanspruchs gelöst.

Mit Hilfe des erfindungsgemäß im Einlaßkanal vorgesehenen Drehschieberventils, das von einem eigenen Elektromotor betätigt wird, ist eine drosselklappenfreie Laststeuerung der Brennkraftmaschine möglich, die durch die mögliche Variabilität der Steuerung des Drehschieberventils weitgehend alle thermodynamisch günstigen Ladungssteuerungen ermöglicht.

Die Ansprüche 2 bis 6 sind auf vorteilhafte konstruktive Details der erfindungsgemäßen Ladungssteuervorrichtung gerichtet.

Der Anspruch 7 kennzeichnet eine erste Lösung des das Verfahren betreffenden Teils der Erfindungsaufgabe. Durch die besondere Steuerung des Drehschieberventils wird erreicht, daß ein sich zwischen dem Drehschieberventil und dem Einlaßventil im Ansaugkanal einstellender Unterdruck zur Erzeugung einer Druckwelle genutzt wird, die die vom Kolben zu verrichtende Ansaugarbeit vermindert und somit zu einem besonders verbrauchsgünstigen Betrieb beiträgt.

Der Anspruch 8 ist auf eine zweite Lösung des auf das Verfahren gerichteten Teils der Erfindungsaufgabe gerichtet, die auch in Kombination mit dem Verfahren gemäß dem Anspruch 7 eingesetzt werden kann. Mit Hilfe der gezielten Beeinflussung der durch die beiden Einlaßöffnungen strömenden Frischluft bzw. Frischladung ist es möglich, bei Schwachlast eine gezielte Verwirbelung der in den Zylinder bzw. den Brennraum einströmenden Ladung zu erzeugen, die Voraussetzung für eine schadstoffarme und thermodynamisch günstige vollständige Verbrennung ist.

Die Ansprüche 9 bis 11 kennzeichnen Verfahren, die in Verbindung mit Aufladeeinrichtungen vorteilhaft durchgeführt werden können.

Die Erfindung läßt sich für alle Arten von ventilgesteuerten

Hubkolbenbrennkraftmaschinen einsetzen, für Zweitakt-Motore, Viertakt-Motore, Otto-Motore, Diesel-Motore usw.

Die Erfindung wird im folgenden anhand schematischer Zeichnungen beispielweise und mit weiteren Einzelheiten erläutert.

Es stellen dar:

Fig. 1 eine Prinzipansicht eines Zylinders einer Hubkolbenbrennkraftmaschine, mit einem vorgeschalteten Drehschieberventil,

Fig. 2 den Betrieb der Maschine gemäß Fig. 1 in unterschiedlichen Betriebsphasen,

Fig. 3 eine perspektivische Ansicht eines Drehschieberventils in auseinandergezogener Darstellung,

Fig. 4 eine Schnittansicht eines Drehschieberventils bei einem Zylinder mit zwei Einlaßventilen,

Fig. 5 eine Prinzipanordnung des Drehschieberventils zur Erläuterung eines Aufladeverfahrens,

Fig. 6 Arbeitsdiagramme unterschiedlicher Prozeßführungen,

Fig. 7 eine Schnittansicht einer Ausführungsform eines Drehschieberventils mit integriertem Elektromotor und

Fig. 8 eine Registeraufladungseinrichtung.

Gemäß Fig. 1 weist eine Brennkraftmaschine, beispielsweise ein mit Gas betriebener, verhältnismäßig langsam laufender Nutzfahrzeugmotor, einen Zylinder 4 auf, in dem ein Kolben 6 arbeitet, der über ein Pleuel 8 eine Kurbelwelle 10 drehantreibt. Mit UT und OT sind die jeweiligen Stellungen bezeichnet, in denen der Kolben 8 seine niedrigste und seine höchste Stellung einnimmt.

Die Zufuhr von Frischladung in den Brennraum 12 des Zylinders erfolgt durch ein Saugrohr 14 hindurch, wobei in der Einlaßöffnung 16, in der das Saugrohr 14 in den Zylinder 4 mündet, ein Einlaßventil 18 arbeitet. In der Auslaßöffnung 20, von der ein Auslaßkanal 22 ausgeht, arbeitet ein Auslaßventil 24.

Zur Zündung der Ladung im Brennraum 12 ist eine Zündkerze 26 vorgesehen. Das Einlaßventil 18 und das Auslaßventil 24 werden in an sich bekannter Weise über eine oder mehreren Nockenwellen gesteuert, die von der Kurbelwelle 10 phasenstart oder mit veränderlicher Phase drehantreibbar ist bzw. sind.

Eine an sich bekannte Einrichtung, in der der Brennstoff (Gas) der Frischluft zugeführt wird, so daß im Saugrohr 14 brennbare Frischladung einer vorbestimmten Zusammensetzung (Luftverhältnis) vorhanden ist, ist nicht dargestellt.

Zur Steuerung der beschriebenen Brennkraftmaschine dient, wie an sich bekannt, ein mit einem Mikroprozessor und zugehörigen Speichern versehenes Steuergerät 26.

Der bisher beschriebene Motor ist in seinem Aufbau an sich bekannt und wird daher nicht weiter erläutert.

Möglichst kurz stromoberhalb der Einlaßöffnung 16 ist im Saugrohr ein Drehschieberventil 28 angeordnet, dessen als Walze ausgebildeter Drehschieber 30 zwei sich gegenüberliegende Öffnungen aufweist, die die beiden durch das Drehschieberventil 28 voneinander getrennten Zweige des Saugrohrs 14 wahlweise miteinander verbinden oder voneinander trennen. Zum Antrieb des Drehschiebers 30 ist ein Elektromotor 32, beispielsweise ein Schrittmotor vorgesehen, der vom Steuergerät 26 angesteuert wird. Das Steuergerät 25 weist mehrere Eingänge auf, unter anderem einen Eingang, der mit einem Fährpedal 34 verbunden ist. Weitere Eingänge können mit einem Drehzahlsensor zum Erfassen der Drehzahl bzw. Drehstellung der Kurbelwelle 10, einem Temperatursensor usw. verbunden sein.

Vorteilhafterweise ist die Brennkraftmaschine mit einer Aufladung an sich bekannter Art versehen, z. B. einer Abgasturboaufladung oder einer mechanisch angetriebenen Aufladung.

ladung, so daß im Saugrohr 14 stromoherhalb des Drehschieberventils 28 ein Überdruck vorhanden ist.

Fig. 2 zeigt verschiedene Betriebsphasen der beschriebenen Brennkraftmaschine. Die Steuerung des Einlaßventils 18 und des Auslaßventils 24 ist dabei beispielhaft so, daß das Einlaßventil 27,5° vor OT öffnet und 38,5° nach UT schließt und daß das Auslaßventil 57° vor UT öffnet und 25° nach OT schließt.

Fig. 2a zeigt den Zustand des Ansaugens, bei dem sich der Kolben 6 bei offenem Einlaßventil 18 und offenem Drehschieberventil 28 bis etwa 45° vor UT abwärts bewegt hat. Bei weiterer Abwärtsbewegung des Kolbens gemäß Fig. 2 schließt das Drehschieberventil 28 so daß in dem Raum stromab des Drehschieberventils ein Unterdruck entsteht, der beim Bewegen des Kolbens über den unteren Tropunkt hinaus in verlustfreier Weise abgebaut wird, bis das Einlaßventil 18 bei 38,5° nach UT schließt.

Gemäß Fig. 2c bleibt das Einlaßventil 18 dann beim nachfolgenden Verdichtungshub des Kolbens geschlossen, wobei Fig. 2c etwa die Stellung zeigt, in der gezündet wird. Während des Arbeitshubs gemäß Fig. 2d sind das Einlaßventil 18 und das Auslaßventil 28 geschlossen und das Drehschieberventil 28 kann ab dann geöffnet werden. Fig. 2e zeigt den Zustand nach einem Arbeitshub bei offenem Auslaßventil 24 zu Beginn eines Auslaßtaktes mit geschlossenem Einlaßventil 18 und bereits geöffnetem Drehschieberventil 28. Wenn der Kolben die Stellung 27,5° vor OT erreicht, öffnet das Einlaßventil 18 und das Auslaßventil 24 schließt bei 25° nach OT, so daß kurz danach die Stellung der Fig. 2a erneut erreicht ist.

Fig. 3 zeigt in perspektivischer Darstellung gemäß a) im zusammengebauten Zustand und gemäß b) in auseinander gezogener Darstellung eine Baugruppe, mit der das bzw. die Drehschieberventile 28 (Fig. 1) an einen nicht dargestellten Zylinderkopf anflanschbar sind.

Ein Gehäuse 40 weist zwei Anschlußflansche 42 und 44 auf, von denen einer an einen nicht dargestellten Zylinderkopf der Brennkraftmaschine anflanschbar ist und an den anderen das Saugrohr (nicht dargestellt) anflanschbar ist. Das Gehäuse 40 weist zwei Durchgangskanäle 46 und 48 auf, die im Zylinderkopf ausgebildeten Anschlußöffnungen entsprechen, in denen zwei voneinander unabhängige Ansaugkanäle enden, die zu zwei Einlaßventilen eines Zylinders führen.

Quer zu den Durchgangskanälen 46 und 48 sind in dem Gehäuse 40 Durchgangsbohrungen 50 und 52 ausgebildet. In jeder der Durchgangsbohrungen 50 und 52 arbeitet ein im folgenden beschriebenes Drehschieberventil, wobei nur das der Durchgangsbohrung 50 zugeordnete Drehschieberventil beschrieben wird.

In die Bohrung 50 ist eine Buchse 54 unter Passung eingesetzt, die zwei sich gegenüberliegende Öffnungen 56 und 58 aufweist. Die Buchse 54 ist im Gehäuse 40 drehfest aufgenommen. Die Öffnungen 56 und 58 fluchten mit dem Durchgangskanal 46 und entsprechen dessen Querschnittsfläche.

In die Buchse 54 ist ein Walzendrehschieber 60 eingesetzt, der mit sich gegenüberliegenden Öffnungen ausgebildet ist, von denen nur die Öffnung 62 sichtbar ist.

Der Walzendrehschieber 60 ist innerhalb der Buchse 54 drehbar und weist an seiner geschlossenen Oberseite einen Zapfen 64 auf, der von einer Verbindungskupplung 66 mitgenommen wird, die in ein mit dem Gehäuse 40 verschraubtes Oberteil 68 eingesetzt ist.

Der Walzendrehschieber wird mittels Wälzlagern 70 auf dem Führungsdom 69 geführt und gelagert. Der Führungsdom 69 hat weiterhin die Aufgabe die Gemischströmung zu ihren bzw. eine Auffächerung oder Strömungsabriß im Ven-

til zu verhindern. Dazu ist der Führungsdom 69 in der Grundplatte 73 fest und verdreh sicher mittels der Nutmutter 74 so positioniert, daß bei Montage (Verschraubung) der Grundplatte 73 an das Ventilgehäuse 40, die Kanaldurchführungen 76 im Führungsdom 69 und die Kanaldurchführungen 46, 48 im Ventilgehäuse 40 exakt fluchten. Die Bauteile 71, 72 und 75 (Anlaufscheiben und Schrauben) dienen der Positionierung der Wälzlagern 70 auf dem Führungsdom 69. Zur Vermeidung eines Totvolumens im Raum zwischen Führungsdomoberfläche und der inneren Oberfläche des Walzendrehschiebers 60 ist der Außendurchmesser des feststehenden Führungsdomes 60 nur geringfügig kleiner als der Innendurchmesser des rotierenden Walzendrehschiebers 60. Das Spaltmaß zwischen diesen beiden Bauteilen (60 und 69) ist dabei so gewählt, daß sich eine gute Dichtwirkung, bei berührungsfreiem Lauf der Bauteile ergibt.

Die Bauteile 54, 69, 60 und 62 bilden das Drehschieberventil 28 der Fig. 1.

Wie aus Fig. 3 ersichtlich, können die beiden Durchgangskanäle 46 und 48 durch die in den Durchgangsbohrungen 50 und 52 arbeitenden Drehschieberventile mit jeweils einem eigenen Schrittmotor getrennt und unabhängig voneinander gesteuert werden, so daß beispielsweise bei geringer Lastanforderung (kleine Betätigung des Fahrpedals 34) ein Einlaßkanal des Zylinders ganz verschlossen bleibt, wodurch die dem Zylinder zugeführte Ladung je nach Ausbildung des Einlaßkanals in einer Drillströmung (Wirbelachse parallel zur Bewegungsrichtung des Kolbens) oder einer Tumbleströmung (Wirbelachse senkrecht zur Bewegungsrichtung des Kolbens) einströmt. Mit zunehmender Last werden die beiden Drehschieberventile derart angesteuert, daß sich die durch die beiden Einlaßkanäle einströmenden Ladungen zunehmend angleichen, wodurch die Wirbelbildung im Zylinder bzw. Brennraum hinsichtlich einer optimalen Brenngeschwindigkeit/Brennfunktion dem Betriebszustand des Motors angepaßt werden kann. Auf diese Weise lassen sich bei Teillast gute thermodynamische Bedingungen für eine effektive Verbrennung erzielen, ohne daß bei Vollast die Füllung des Zylinders leidet.

Fig. 4 zeigt eine Seitenansicht auf das Gehäuse 40, teilweise aufgeschnitten. Deutlich sichtbar sind das Gehäuse 40, das Gehäuseoberteil 68, der Zapfen 64 des Walzendrehschiebers 60 sowie auf die Verbindungskupplungen 66 aufgesetzte Schrittmotoren 90. Jede Verbindungskupplung 66 enthält eine Mitnehmerscheibe 80 in die die Motorwelle 82 drehfest eingreift. Die Mitnehmerscheibe 80 ist über ein drehmomentübertragendes, biegeweiches Bauteil 84 mit einer weiteren Mitnehmerscheibe 86 verbunden, die drehfest bzw. formschlüssig in den Zapfen 64 des Walzendrehschiebers 60 eingreift. Auf diese Weise ist eine biegeweiche und torsionssteife Verbindungskupplung geschaffen.

Wenn bei der beschriebenen Ausführungsform die beiden Schrittmotoren von dem Steuergerät 26 unterschiedlich angesteuert werden, beispielsweise derart, daß der dem Durchgangskanal 48 (Fig. 3) zugeordnete Walzendrehschieber den Durchgangskanal 46 früher schließt als der Durchgangskanal 46 geschlossen wird, so strömt durch den Durchgangskanal 46 mehr Frischladung in den Zylinder ein, was bei entsprechender Gestaltung der Einlaßkanäle und Einlaßventile zu einer Wirbelbildung im Brennraum führt. Die unterschiedliche Ansteuerung der Schrittmotoren kann sich auf die Betriebsbereiche des Motors beschränken, in denen damit besondere Vorteile erzielt werden, beispielsweise den Schwachlastbetrieb. Dieses Ansteuerungskonzept beinhaltet natürlich ebenfalls die Möglichkeit einen Ansaugkanal mittels des Walzendrehschiebers komplett zu verschließen, wodurch eine komplette Kanalabschaltung realisiert wird.

Durch die Ansteuerung des oder der Drehschieberventile

mit Hilfe der Elektromotoren bzw. Schrittmotoren 32 (Fig. 1) bzw. 90 (Fig. 4) ist eine weitgehende Freiheit der Öffnungs- und der Schließzeitpunkte der Drehschieberventile relativ zu den hinter diesen angeordneten Einlaßventilen möglich. Durch zweckentsprechende Auswahl der Saugrohrlängen und darauf abgestimmte Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Drehschieberventile ist es beispielsweise möglich, den Unterdruck, der sich in der Arbeitsphase der Fig. 2b zwischen dem Drehschieberventil 28 und dem Einlaßventil 18 bildet, gezielt derart zu nutzen daß eine sich beim Öffnen des Drehschieberventils und noch geschlossenem Einlaßventil ausbildende Druckwelle zu einem Zeitpunkt das Einlaßventil erreicht, zu dem dieses gerade öffnet, so daß die vom Kolben zu leistende Ansaugarbeit vermindert ist. Weiterhin kann durch die weitgehende Freiheit der Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Drehschieberventile relativ zu den hinter diesen angeordneten Einlaßventilen gezielt Einfluß darauf genommen werden, wann eine, durch den angesprochenen Unterdruck erzeugte, und am offenen Ansaugrohrende reflektierte Welle als Druckwelle gegen Ende des Saughubes am offenen Einlaßventil ankommt, so daß ein Nachladeeffekt erreicht wird, der die Zylinderfüllung erhöht und die aufzubringende Ansaugarbeit vermindert.

In Fig. 5 ist der vorstehend erwähnte Zusammenhang skizziert. Das Drehschieberventil 28 unterteilt das Ansaugrohr 14 mit der Gesamtlänge L und dem Gesamtvolumen V in zwei Teilbereiche I und II mit L_1 , V_1 und L_2 , V_2 . Der im Teilvolumen V_1 bei geschlossenem Drehschieberventil und geschlossenem Einlaßventil gespeicherte Unterdruck, erzeugt, wenn das Drehschieberventil geöffnet wird eine Welle, die am offenen Ansaugrohrende 100 reflektiert wird, und nach Durchlaufen der gesamten Rohrlänge L als Druckwelle am offenen Einlaßventil 18 ankommt. Position 200 kennzeichnet den Einlaßventilsitz, so daß die wirksame Rohrlänge L durch die Positionen 100 und 200 bestimmt ist. Dieser Effekt läßt sich in weiten Betriebsbereichen des Motors nutzen, da das erforderliche Timing zum Auslösen der Wellenfortpflanzung und der Reflexion am offenen Rohrende durch die variablen Öffnungs- und Schließzeitpunkte des Drehschieberventils 4 gewährleistet werden kann.

Es versteht sich, daß die Variabilität der Öffnungs- und Schließzeitpunkte des bzw. der Drehschieberventile derart ist, daß sowohl der Öffnungszeitpunkt als auch der Schließzeitpunkt das gesamte Öffnungsintervall des Einlaßventils überdecken kann.

Aufgrund der Steuerungsfreiheit sind die Öffnungs- und insbesondere die Schließphasen der schrittmotorgesteuerten Drehschieberventile wesentlich kürzer als bei zwangsgesteuerten (über die Kurbelwelle mit festen Übersetzung angetriebenen) Drehschieberventilen. Hierdurch verkürzt sich während des Ansaugtaktes die Phase, bzw. der Kolbenweg, während der Drehschieberventil-Querschnitt bedingte Drosselverluste entstehen.

Mit Vorteil ist das erfundengemäße System für aufgeladene Motoren einsetzbar.

Der Vorteil des erfundengemäßen Systems für aufgeladene Motoren wird dadurch geprägt, daß die Funktion der Aufladungsbegrenzung, welche normalerweise von einem Wastegateventil (Umleiten des Abgasstromes am Turbinenrad vorbei) ausgeübt wird, durch gezielte Steuerung des bzw. der Drehschieberventile übernommen wird. Hierbei wird bei Erreichen oder/und Überschreiten des maximalen Aufladedruckes, der Schließzeitpunkt der Drehschieberventile nach früh verstellt. Dadurch wird die Zylinderladung und dadurch bedingt die an den Turbolader zugeführte Energiemenge verringert. Durch dieses Verfahren wird immer, durch maximale Entspannung des Abgasmassenstromes, die

maximale erreichbare Verdichterarbeit im Verdichter des Turboladers geleistet. Es geht keine Energie über das Wastegateventil verloren. Durch gezielte Frühverstellung der Drehschieberventile wird die gewünschte Zylinderladungs-5 menge betriebspunktspezifisch bei einer optimalen Druckdifferenz zwischen Ladedruck und Abgasgegendruck dem Zylinder zugeführt. Obengenannte optimale Druckdifferenz verursacht ggf. einen positiven arbeitsliefernden Ladungswechselanteil im PV-Diagramm. Dieses Verfahren ist bekannt unter dem Begriff Miller Zyklus. Das erfundengemäße System stellt eine spezifische Realisierung des Miller Cycle dar.

Fig. 6 zeigt Arbeitsdiagramme, wobei die Senkrechte den Logarithmus des Druckes P im Arbeitsraum des Zylinders 15 angibt und die Waagrechte das Volumen V des Arbeitsraums. OT und UT gibt jeweils den oberen Totpunkt und den unteren Totpunkt des Kolbens an.

Fig. 6a zeigt das Arbeitsdiagramm eines Drosselklappen gesteuerten Viertaktmotors. Die einzelnen Kurvenzüge bedeuten:

- 1-2: polytrope Kompression
- 2; 3: isochore Wärmezufuhr mit Freisetzung der Verbrennungswärme Q,
- 3; 4: polytrope Expansion (Arbeitsleistung),
- 4; 5: isochore Wärmeabfuhr (Auslaß öffnet),
- 5-6-7: isobare Verdichtung (Auslaßhub),
- 7; 8: Einlaßöffnung
- 8-1: isobares Ansaugen.

Die gestrichelte Fläche gibt die Pumpverlustarbeit an; die 30 straffierte Fläche gibt die Arbeitsleistung an.

Fig. 6b zeigt das Arbeitsdiagramm bei Leistungsteuerung durch variables Schließen des Einlaßventils. Der Unterschied zur Fig. 6a liegt darin, daß der Ausschubhub 5-7 und der Ansaughub 7-6' bei gleichem Druckniveau erfolgen, und 35 daß die polytrope Expansion 6'-1 und die polytrope Kompression 1-6' bei gleichem Druck erfolgen, so daß die Pumpverlustfläche zu Null wird. Der Punkt 6 bzw. 6' (Schließen des Einlaßventils) ist variabel.

Fig. 6c zeigt den klassischen Miller-Zyklus, bei dem wie 40 bei den Fig. 6a und 6b im UT nach der polytropen Expansion von 3 nach 4 eine Wärmemenge Q_a abgegeben wird. Der Auslaßhub von 5 nach 7 findet bei einem verhältnismäßig geringen Abgasgegendruck statt. Der Ansaughub von 8 nach 9 findet bei einem höheren, vom Aufladesystem erzeugten Druck statt, so daß in der schräg straffierten Fläche im Gegensatz zum Verfahren nach Fig. 6a Arbeit gewonnen wird. 9 bezeichnet den Punkt, an dem das Einlaßventil geschlossen wird.

Fig. 6d gibt das Arbeitsdiagramm für einen Miller-Zyklus 50 an, bei dem das Schließen des Einlaßventils (Punkt 9) variabel ist, wodurch der gesamte Arbeitszyklus weiter optimiert werden kann.

Fig. 7 zeigt eine Schnittansicht eines gegenüber Fig. 3 abgeänderten Drehschieberventils. Funktionsähnliche Bauteile sind mit gleichen Bezugzeichen wie in Fig. 3 belegt. Der Walzendrehschieber 60 mit der Öffnung 62 ist drehbar in dem Gehäuse 40 aufgenommen, das die Anschlußflansche 42 und 44 aufweist. Das Gehäuse 42 ist beidseitig mit Deckeln 102 verschlossen. Innerhalb der Deckel 102 sind 60 Lager 104 angeordnet, mittels derer der Rotor bzw. Walzendrehschieber 60 in dem Gehäuse 40 drehbar gelagert ist.

Im Unterschied zur Ausführungsform gemäß Fig. 3 und 4 ist der als Schrittmotor ausgebildete Elektromotor in das Drehschieberventil integriert, in dem Rotorpolen 106 mit sich abwechselnden Nord- und Südpolen starten mit dem Rotor bzw. Walzendrehschieber 60 verbunden sind. Statorpolen 108 des Elektromotors sind fest mit dem Gehäuse 40

verbunden und in entsprechenden Ausnehmungen des Gehäuses 40 angeordnet.

Mit der beschriebenen Anordnung ist ein außerordentlich kompaktes Drehschieberventil mit integriertem Schrittmotor geschaffen. Die elektrischen Anschlüsse zur Ansteuerung der Statorspulen 108 mittels eines Steuergerätes sind nicht dargestellt.

Fig. 8 zeigt einen mit Drehschieberventilen zur Laststeuerung ausgerüsteten 6-Zylinder-Motor mit einer zusätzlichen Registeraufladeeinrichtung.

Der Motor weist zwei Zylinderbänke 112 mit je drei Zylindern auf, die über Saugrohre 114 mit einem Gemisch- bzw. Luftverteile 116 verbunden sind.

In jedem der Saugrohre arbeiten entsprechend den zwei je Zylinder vorgesehenen Einlaßventilen 2 elektrisch betätigebare Drehschieberventile 118.

Die Abgasleitungen 120 aller Zylinder sind in einem Sammler 122 zusammengeführt und werden zum Antrieb von zwei Turboladern 124 und 126 genutzt.

Vom Abgassammler 122 führt eine Leitung 130 zur Abgasturbine 131 des Turboladers 126 und von dort eine weitere Leitung 132 zur Abgasturbine 133 des Turboladers 124, von wo aus eine Abgasleitung 134 zu einem nicht dargestellten Schalldämpfer führt. In der Leitung 130 ist ein elektrisch betätigbares Verteilerventil 140 angeordnet, mit dem ein Teil des vom Sammler 122 kommenden Abgasstroms in eine Zweigleitung 142, die in die Abgasturbine des Turboladers 124 mündet.

Die Ladungsversorgung der Brennkraftmaschine geschieht dadurch, daß Frischluft durch einen Luftfilter 150 angesaugt wird, der Frischluft in einer Mischeinheit 152 Gas in einem vorbestimmten Verhältnis, das von Betriebsbedingungen der Brennkraftmaschine abhängen kann, zugemischt wird, die Ladung anschließend in der Laderturbine 154 des Turboladers 124 verdichtet wird, die verdichtete Ladung über eine Leitung 156 durch einen Ladeluftkühler 158 hindurch der Laderturbine 160 des Abgasturboladers 126 zugeführt wird und von dort durch einen weiteren Ladeluftkühler 162 hindurch dem Luftverteiler 116 zugeführt wird.

Zur Steuerung der Drehschieberventile 118, des Verteilerventils 140 sowie ggf. vom Schaufelstellungen in den Einlässen der Abgasturbinen 131 und 133 der Turbolader 124 und 126 falls diese mit variabler Turbinengeometrie ausgestattet sind, dient ein elektronisches Steuergerät 164, dessen Eingänge mit Sensoren zur Erfassung von Betriebsparametern der Brennkraftmaschine und der Stellung eines Gaspedals 166 verbunden sind und dessen Auslässe mit den genannten elektrisch ansteuerbaren Bauteilen verbunden sind. Die elektrischen Leitungen sowie die Sensoren sind der Einfachheit halber nicht eingezeichnet.

In dem Steuergerät 164 sind die Parameter zur Einstellung der Drehschieberventile 118, des Verteilerventils 140 sowie ggf. der Einlaßgeometrien der Turbolader 124 und 126 in Abhängigkeit von den Betriebsparametern der Brennkraftmaschine derart gespeichert, daß die Öffnungs- und Schließzeitpunkte der Drehschieberventile 118 sowie die jeder Abgasturbine zugeführte Abgasmenge und ggf. die Turbinengeometrie optimal derart aufeinander abgestimmt sind, daß die geforderte Leistung mit best möglichem Wirkungsgrad der Brennkraftmaschine erzeugt wird.

Patentansprüche

1. Ladungssteuervorrichtung für eine Hubkolbenbrennkraftmaschine, insbesondere einen Gasmotor, welche Brennkraftmaschine wenigstens einen Zylinder (4) enthält, in dem ein mit einer Kurbelwelle (10) verbundener Kolben (6) arbeitet, welcher Zylinder wenigstens eine Einlaßöffnung (16) aufweist, in der ein entsprechend der Drehung der Kurbelwelle öffnendes und schließendes Einlaßventil (18) arbeitet, das den Zylinder zeitweilig mit einem in der Einlaßöffnung endenden Ansaugkanal (14) verbindet, und wenigstens eine Auslaßöffnung (20) aufweist, in der ein entsprechend der Drehung der Kurbelwelle öffnendes und schließendes Auslaßventil (24) arbeitet, das den Zylinder zeitweilig mit einem von der Auslaßöffnung ausgehenden Auslaßkanal (22) verbindet,

dadurch gekennzeichnet, daß in dem Einlaßkanal (14) ein von einem Elektromotor (28; 90) betätigtes Drehschieberventil (28, 60, 62) angeordnet ist und ein Steuergerät (26) vorgesehen ist, das den Elektromotor in Abhängigkeit wenigstens von einem Leistungsanforderungsglied (34) derart ansteuert, daß der Schließzeitpunkt des Drehschieberventils bei abnehmender Leistungsanforderung zunehmend vor dem Schließzeitpunkt des Einlaßventils liegt.

2. Ladungssteuervorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehschieberventil (28; 60, 62) einen innerhalb eines Gehäuses (40) gelagerten Drehschieber (30; 60) aufweist, der direkt von dem als Schrittmotor (32; 90) ausgebildeten Elektromotor angetrieben ist.

3. Ladungssteuervorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen dem Drehschieber (60) und dem Elektromotor (90) eine drehsteife und biegeweiche Verbindungskupplung (66) angeordnet ist.

4. Ladungssteuervorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehschieber (60) mit dem als Magnetpolträger ausgebildeten Rotor (60) des Elektromotors eine konstruktive Einheit bildet.

5. Ladungssteuervorrichtung nach Anspruch 1, 2 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse (40) und der als Magnetfeldspulenträger ausgebildete Stator des Elektromotors eine konstruktive Einheit bildet.

6. Ladungssteuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß jeder Zylinder zwei Einlaßöffnungen mit zugehörigen Einlaßventilen aufweist, und daß in jedem, zu einer der Einlaßöffnungen führenden Einlaßkanal (46, 48) ein eigenes Drehschieberventil (54, 60) mit zugehörigem Elektromotor (90) angeordnet ist.

7. Verfahren zum Steuern des Betriebs einer Hubkolbenbrennkraftmaschine, insbesondere eines Gasmotors, welche Brennkraftmaschine wenigstens einen Zylinder (4) enthält, in dem ein mit einer Kurbelwelle (10) verbundener Kolben (6) arbeitet, welcher Zylinder wenigstens eine Einlaßöffnung (16) aufweist, in der ein entsprechend der Drehung der Kurbelwelle öffnendes und schließendes Einlaßventil (18) arbeitet, das dem Zylinder zeitweilig mit einem in der Einlaßöffnung endenden Ansaugkanal (14) verbindet, und wenigstens eine Auslaßöffnung (20) aufweist, in der ein entsprechend der Drehung der Kurbelwelle öffnendes und schließendes Auslaßventil (24) arbeitet, das den Zylinder zeitweilig mit einem von der Auslaßöffnung ausgehenden Auslaßkanal (22) verbindet, wobei ein Leistungsanforderungsglied (34) vorgesehen ist, dessen Stellung die Menge der durch die Einlaßöffnung strömenden Frischluftladung bestimmt,

dadurch gekennzeichnet, daß ein in dem Ansaugkanal (14) arbeitendes Drehschieberventil (28; 60, 62) in Abhängigkeit zum mindesten von der Stellung des Leistungsanforderungsgliedes (34)

derart gesteuert wird, daß mit zunehmend geringerer Leistungsanforderung das Drehschieberventil zunehmend früher als das Einlaßventil (18) öffnet, und daß das Drehschieberventil derart öffnet, daß die Überdruckphase einer infolge der an ihm bei seiner Öffnung 5 wirksamen Druckdifferenz entstehenden Druckwelle durch das offene Einlaßventil hindurch in den Zylinder gelangt.

8. Verfahren zum Steuern des Betriebs einer Hubkolbenbrennkraftmaschine, insbesondere eines Gasmotors, welche Brennkraftmaschine wenigstens einen Zylinder (4) enthält, in dem ein mit einer Kurbelwelle 10 (10) verbundener Kolben (6) arbeitet, welcher Zylinder wenigstens zwei Einlaßöffnungen (16) aufweist, in denen je ein entsprechend der Drehung der Kurbelwelle 15 öffnendes und schließendes Einlaßventil (18) arbeitet, das den Zylinder zeitweilig mit einem in der Einlaßöffnung endenden Ansaugkanal (14) verbindet, und wenigstens eine Auslaßöffnung (20) aufweist, in der ein entsprechend der Drehung der Kurbelwelle öffnendes 20 und schließendes Auslaßventil (24) arbeitet, das den Zylinder zeitweilig mit einem von der Auslaßöffnung ausgehenden Auslaßkanal (22) verbindet, wobei ein Leistungsanforderungsglied (34) vorgesehen ist, dessen Stellung die Menge der durch die Einlaßöffnung 25 strömenden Frischluftladung bestimmt, dadurch gekennzeichnet, daß je ein in einem Ansaugkanal (46, 48) arbeitendes Drehschieberventil (60, 62) unabhängig voneinander in Abhängigkeit 30 zumindest von der Stellung des Leistungsanforderungsglieds (34) derart gesteuert werden, daß bei geringer Leistungsanforderung die Menge der durch die beiden Einlaßöffnungen strömenden Frischluft unterschiedlich ist.

9. Verfahren nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Fördervolumen und/oder der Förderdruck einer Aufladeeinrichtung ausschließlich durch das bzw. die Drehschieberventil(e) (60, 62) bestimmt wird.

10. Verfahren nach einem der Ansprüche 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Abgasturbolader mit in Reihe geschalteten Abgasturbinen und in Reihe geschalteten Laderturbinen vorgesehen sind, und daß ein Abgasverteileventil zum unmittelbaren Beaufschlagen der nachgeschalteten Abgasturbine mit Abgas 45 in Abstimmung mit der Steuerung des bzw. der Drehschieberventils(e) gesteuert wird.

11. Verfahren nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Abgasturbinen eine variable Einlaßgeometrie aufweisen, die in Abstimmung mit dem bzw. 50 den Drehschieberventil(en) angesteuert werden.

Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

THIS PAGE BLANK (USPTO)

Fig. 1

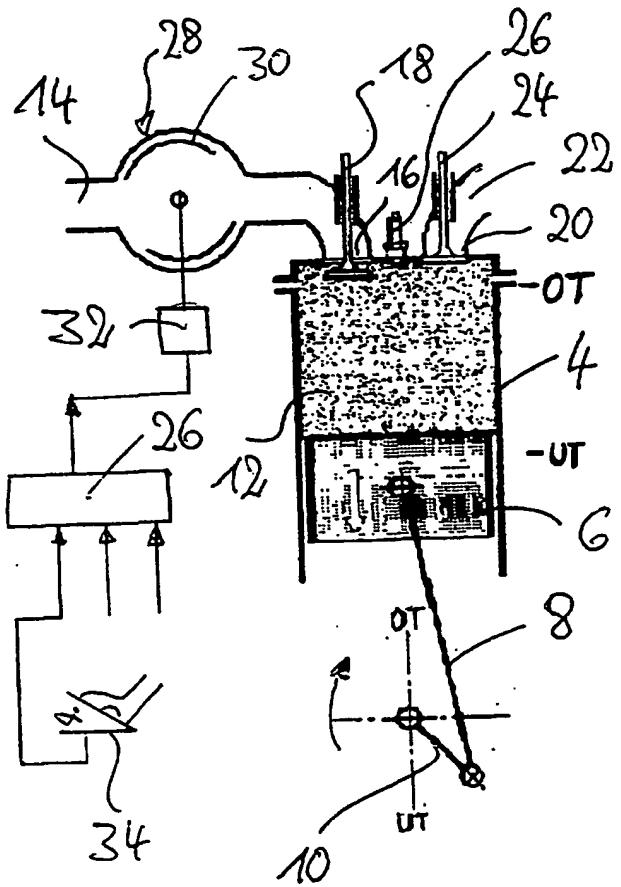


Fig. 2

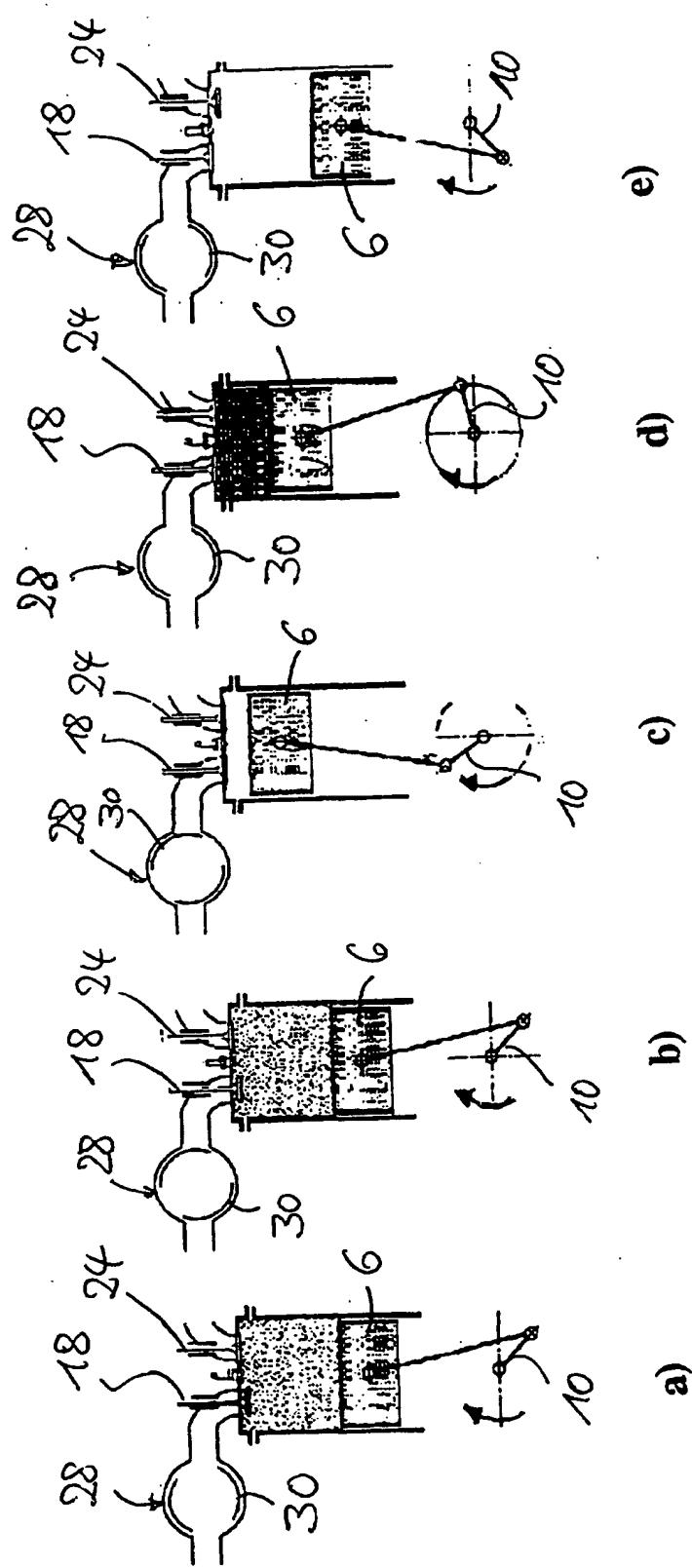


Fig. 3

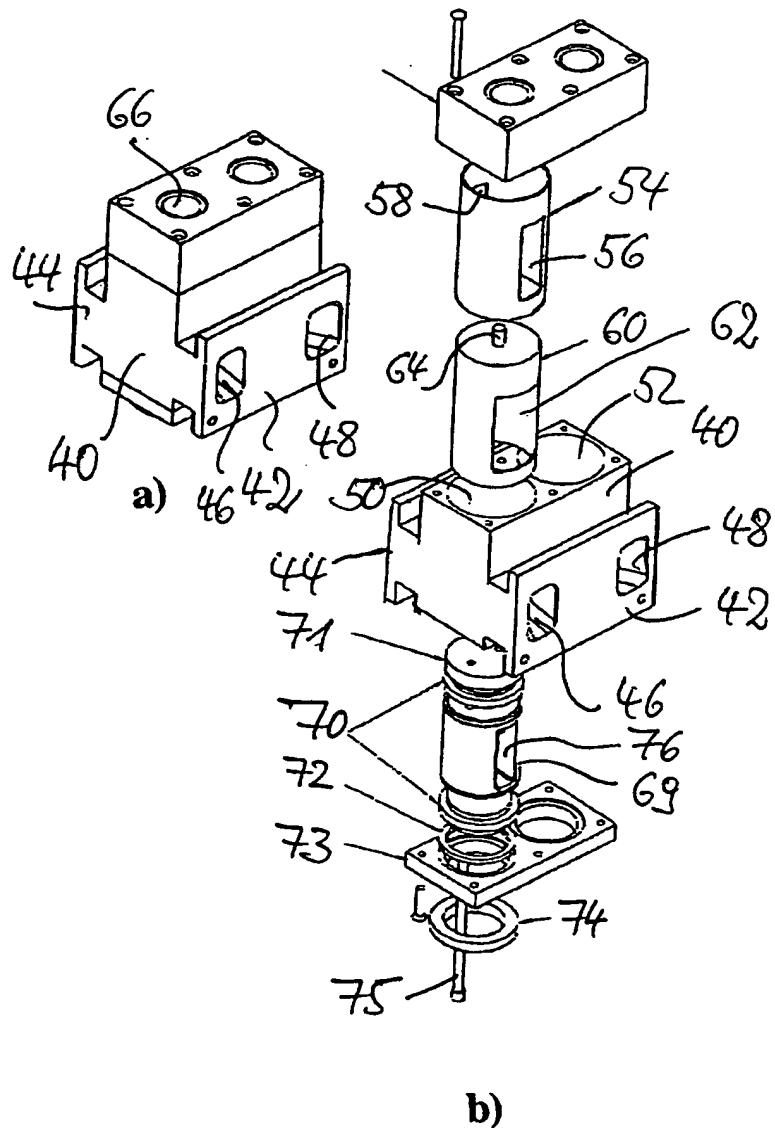


Fig. 4

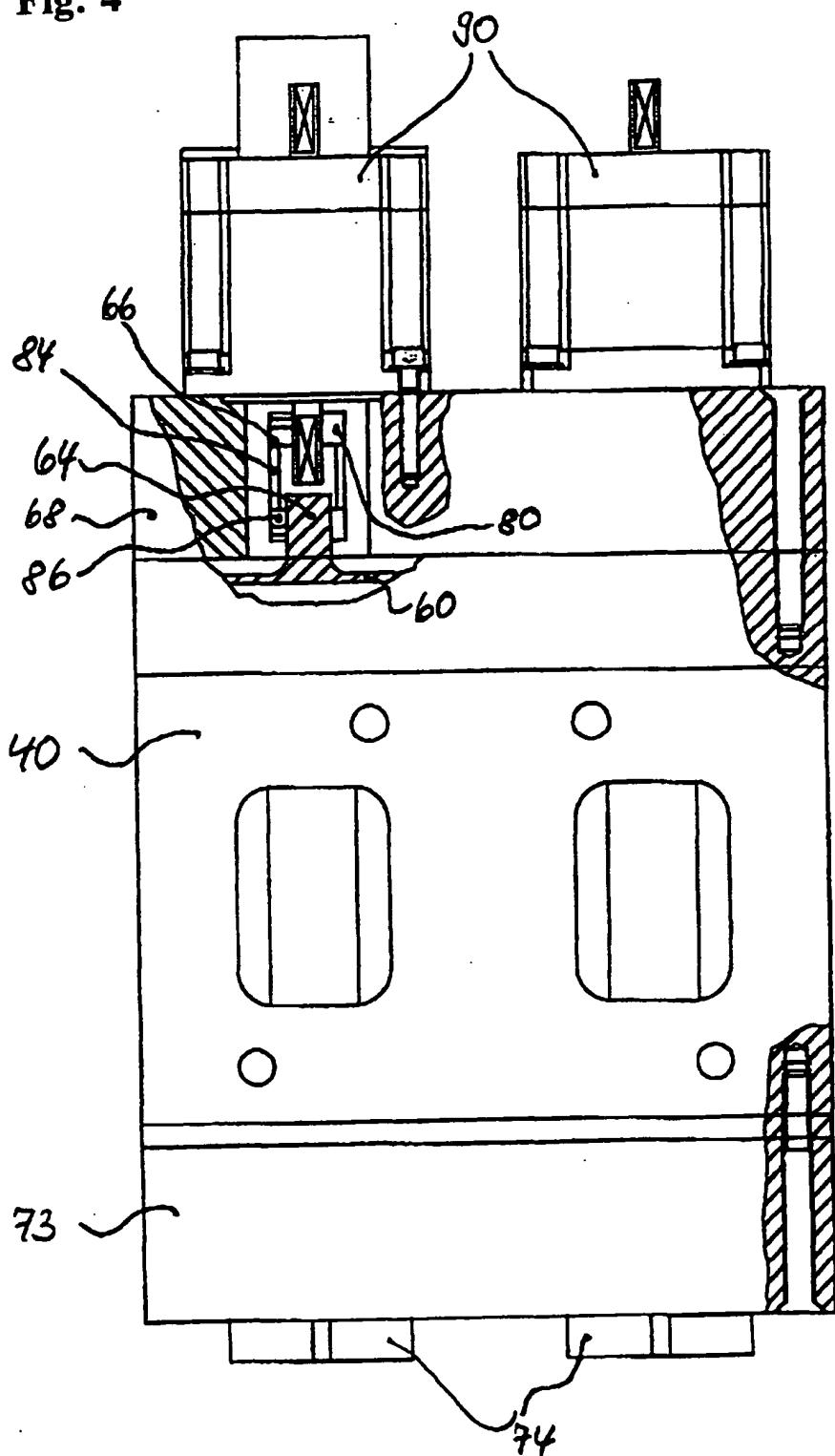


Fig. 5

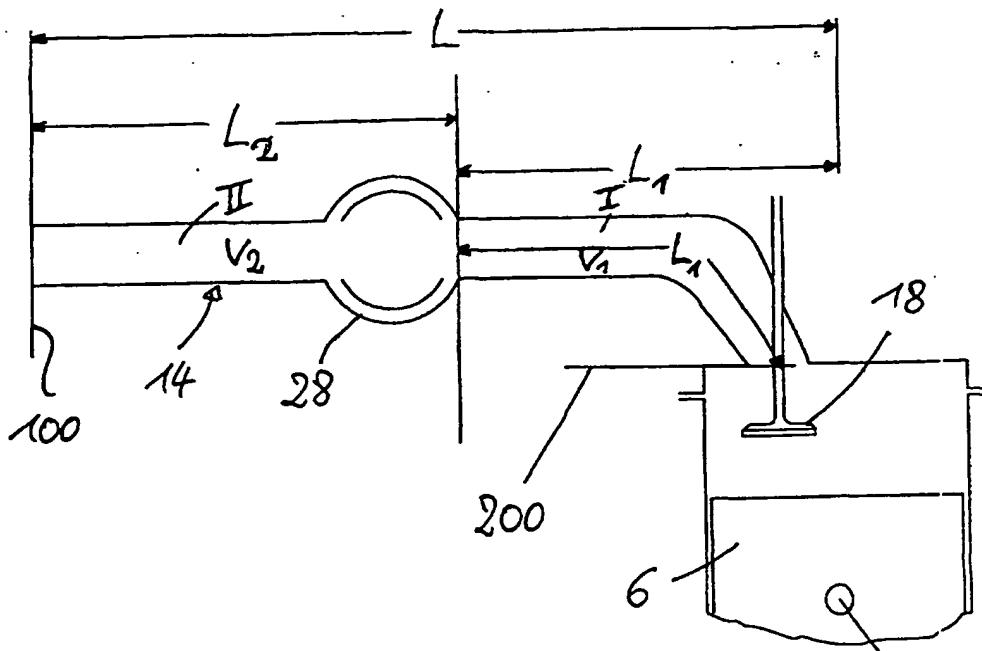


Fig. 7

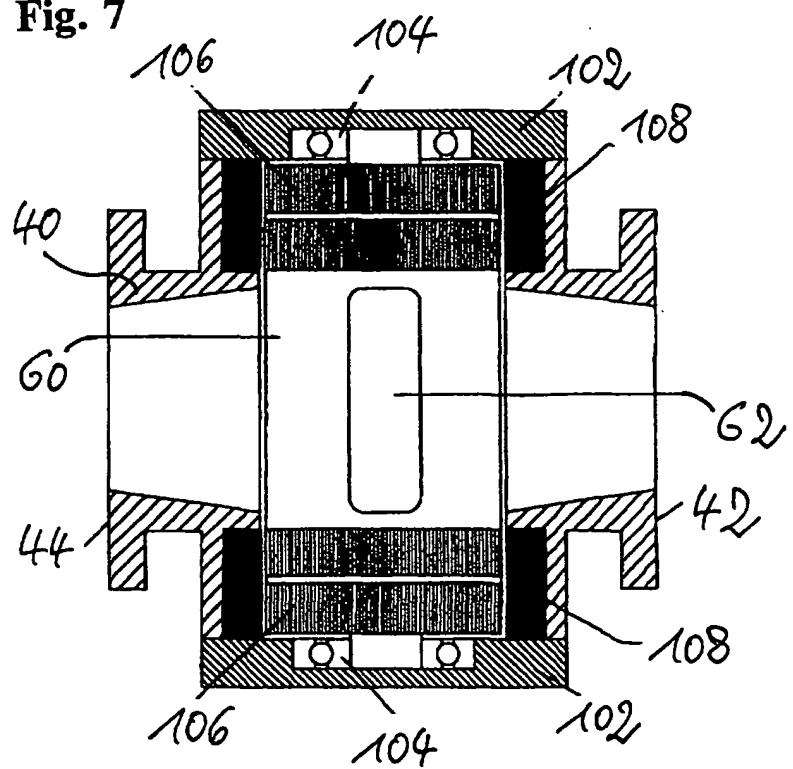
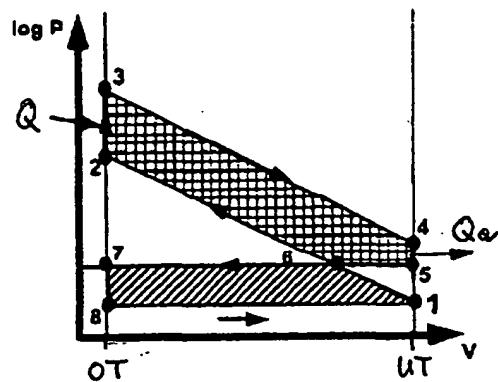
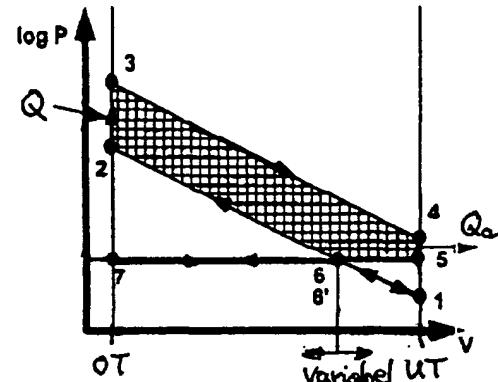


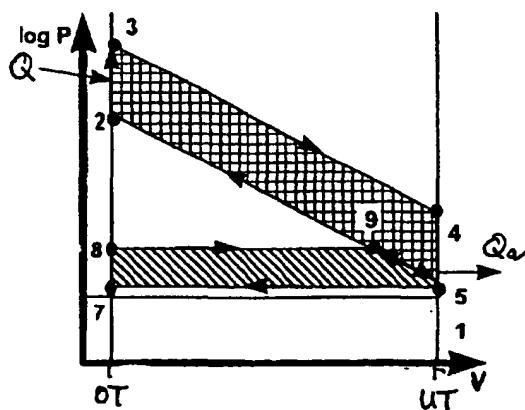
Fig. 6



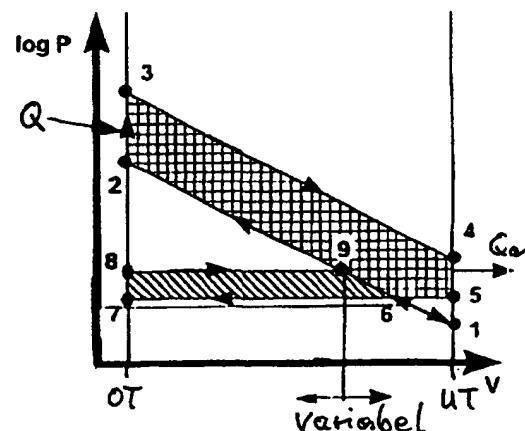
a)



b)



c)



d)

Fig. 8

